

5

Zentrifugal-Pumpe

10

B e s c h r e i b u n g :

Die Erfindung betrifft eine Zentrifugal-Pumpe, insbesondere für Blut in
Herzersatz- oder -unterstützungseinrichtungen, nach dem Oberbegriff des
15 Anspruchs 1. Insbesondere betrifft die Erfindung eine elektrisch angetrie-
bene Rotationspumpe vom radialen/zentrifugalen Typ zur permanenten
Implantation bei Kranken mit terminaler Insuffizienz des Herzens, die
einer mechanischen Unterstützung ihres Blutkreislaufs bedürfen.

20 An Blutpumpen, insbesondere an Blutpumpen oder an Pumpen für andere
empfindliche Flüssigkeiten sind besondere Anforderungen zu stellen:

1. Hoher hydraulischer Wirkungsgrad, um die an das Blut/die Flüssig-
keit abgegebene Verlustwärme gering und den Energiespeicher
25 klein zu halten.
2. Vollständig berührungslose Rotation des Rotors innerhalb eines
hermetisch dichten Pumpengehäuses, wodurch jeder Verschleiß,
Abrieb und lokale Wärmeentwicklung durch mechanische Reibung
30 ausgeschlossen werden.

- 5 3. Vermeidung von stehenden Wirbeln und Totwassern sowie minimale Verweilzeiten des Blutes/der Flüssigkeit in der Pumpe, um Flüssigkeitsschädigungen bzw. die Aktivierung der Blutgerinnung zu vermeiden.
 - 10 4. Bei Blutpumpen Minimierung der zellschädigenden Schubspannungen, denen das Blut bei Passage der Pumpe ausgesetzt ist.
 - 15 5. Fehlersicherheit durch Elimination komplexer sensor-basierter Lageregelungen des Rotors bei gleichzeitig reduziertem Energieverbrauch.
 6. Elimination eines Antriebsmotors mit gelagerter Welle, die einem Verschleiß ausgesetzt ist.
- 20 Blutpumpen konventioneller Bauart, bei denen der Antrieb des Rotors durch einen Elektromotor mit gelagerter Welle erfolgt, die das Pumpengehäuse durchdringt und mit einer Wellendichtung versehen ist, sind daher zur permanenten Implantation ungeeignet. Hermetisch dichte Gehäuse, durch deren Wandung der Pumpenrotor mittels einer Magnet-
- 25 kupplung in Drehung versetzt wird, eliminieren zwar Leckagen, benötigen aber immer noch einen externen Elektromotor. Zudem muss der Pumpenrotor im Gehäuse durch von Blut umspülte Spurlager geführt werden, die verschleifen und durch lokale Erwärmung Bluteiweiße denaturieren und das Gerinnungssystem aktivieren können, was zu
- 30 Embolien durch Abrieb und Gerinnsel führen kann.

- 5 Eine vollständig berührungsfreie Rotation des Pumpenläufers im Blut kann durch passive und aktive Magnetlager, hydrodynamische Gleitlager oder eine Kombination dieser Prinzipien erreicht werden.

Jeglicher mögliche Ansatz hierzu hat das Theorem von Earnshaw zu
10 beachten, nach dem es nicht möglich ist, einen Körper durch konstante magnetische, elektrische oder Gravitationsfelder in einer stabilen Lage im Raum schwebend zu halten. Jede scheinbare Gleichgewichtslage ist labil, da sich der Körper hier in einem Maximum potentieller Energie befindet. Es bedarf daher in mindestens einer Raumachse einer von außen auf das
15 System wirkenden stabilisierenden Kraft. Diese muss umso größer sein, je weiter sich der Körper vom Ort des Energiemaximums entfernt. Umgekehrt sind nur kleine Rückstellkräfte erforderlich, wenn sich das System a priori in der Nähe des labilen Gleichgewichts befindet.

20 Magnetisch gelagerte Pumpenrotoren mit offenen Schaufeln sind in der US 6,227,817 beschrieben. Hier wird eine Kombination von passiven Magnetlagern zur radialen Stabilisierung und sensor-basierter aktiver axialer elektromagnetischer Levitation beschrieben. Neben der aufwändigen Herstellung bedingt diese Lösung eine lang gestreckte Spalte
25 zwischen Rotor und Gehäuse mit nur unzureichender Spülung sowie einen hohen Energieaufwand für die axiale Stabilisierung, die dem erheblichen hydraulischen Axialschub entgegenwirken muss, der von einem offenen Flügelrad erzeugt wird.

5 Blutpumpen mit vollständiger magnetischer Levitation sind in der EP 0 819 330 B1 und der EP 0 860 046 B1 beschrieben. Hierbei ist der Rotor der Pumpe als Rotor einer permanentmagnetisch erregten elektrischen Synchronmaschine ausgeführt. Das Drehmoment wird durch ein umlaufendes radial angreifendes elektromagnetisches Statorfeld erzeugt, ebenso die Positionskontrolle des Rotors in radialer Richtung. Hierzu dienen separate Steuerwicklungen des Stators, die Signale von Abstandssensoren über elektronische Regelkreise in zentrierende Kräfte umsetzen. Durch die außen liegenden Statoren für Antrieb und Lageregelung benötigt diese Pumpe relativ viel Einbauraum. Die Stabilisierung der drei weiteren, nicht aktiv ansteuerbaren räumlichen Freiheitsgrade erfolgt durch passiv wirkende magnetische Reluktanzkräfte. Es werden außerdem Probleme bei Ausführungen mit offenen Flügelrädern durch den hohen hydrodynamischen Axial Schub, der unvermeidlich auftritt, angesprochen. Zur Abhilfe werden zusätzliche aktive oder passive Magnetlager sowie hydrodynamische Hilfsmittel in Form von Düsen, Prallplatten, Zuströmrohren, Fließwiderständen und Dichtungsspalten vorgeschlagen, die allesamt die Komplexität des Systems erhöhen, den Wirkungsgrad verschlechtern, Totwasserzonen schaffen, hohe Schubspannungen induzieren und damit für die Realisierung einer Blutpumpe, insbesondere zur permanenten Implantation völlig ungeeignet sind.

Lagerlose Blutpumpen mit magnetischer Levitation mit offenen Flügelrädern sind außerdem in der US 6,071,093 angegeben. Die Übertragung des Drehmoments erfolgt hier jedoch durch ein axial angreifendes umlaufendes elektromagnetisches Statorfeld. Die axiale Rotorposition und das Verkippen des Rotors im Gehäuse wird durch eine sensor-basierte elektromagnetische Rückkoppelung mittels Aktuatoren stabilisiert, gleichzeitig besorgen passive Permanentmagnetlager die radiale Zentrierung. Die Problematik der axialen Instabilität eines offenen Flügelrades wird -

5 neben einer elektromagnetischen Rückkoppelung mittels Sensoren und Aktuatoren – durch eine fluidisch bewirkte Kompensation gelöst. Diese basiert jeweils auf der Wirkung eines am äußeren Umfang des Rotors angebrachten Drosselspalts, der abhängig von der axialen Rotorposition den Rückstrom auf der schaufelabgewandten Seite des Rotors begrenzt
10 oder freigibt. Auch bei dieser Lösung besteht die Gefahr hoher Schubspannungen und der Erzeugung von Totwassergebieten auf der Rückseite des Rotors.

In der US 5,947,703 ist ebenfalls eine elektromagnetisch levitierte
15 Zentrifugalpumpe beschrieben. Hier erfolgt der Antrieb eines gedeckten Flügelrades mittels einer einseitig axial angreifenden permanentmagnetischen Stirndrehkupplung oder durch ein umlaufendes Statorfeld, deren Attraktionskräfte den Pumpenläufer am Gehäuse anlaufen lassen, wenn nicht durch eine sensor-basierte aktive elektromagnetische Rück-
20 koppelung die axiale Rotorposition geregelt wird. Für den Fall des Versagens dieser Regelung werden mechanische Notlauflager in Form von Spurlagern, Gleitlagern, Punktlagern und hydrodynamischen Drucklagern vorgesehen, die ein lebensbedrohendes Festsetzen des Pumpenrotors verhindern sollen. Gemeinsam ist diesen Vorschlägen der nachteilige
25 mechanische Wandkontakt zwischen Rotor und Gehäuse mit den bekannten Konsequenzen der Blutschädigung.

Die WO 01/42653 A1 beschreibt eine Zentrifugalpumpe mit elektromagnetischer aktiver Lageregelung des Pumpenläufers in allen sechs
30 räumlichen Freiheitsgraden, wobei Position, Geschwindigkeit und Be-

5 schleunigung des Rotors nicht durch Sensoren erfasst, sondern aus Stromsignalen der aktiven Magnetlager abgeleitet werden. Dies bedingt nachteilig einen äußerst komplexen mechanischen Aufbau von Rotor und multiplen Statoren sowie eine höchst komplexe Regelelektronik mit zusätzlichem Energiebedarf, zumal zur Vermeidung hoher axialer
10 destabilisierender Kräfte ein eisenloser Motor verwendet werden muss, der sich durch seinen schlechten Wirkungsgrad stark erwärmt.

Die genannten Nachteile aktiver elektromagnetischer Lagerung des Pumpenrotors waren Anlass zu einer Reihe von Erfindungen, bei denen
15 durch eine hydrodynamische Stabilisierung des Rotors/Impellers komplizierte Sensorik und Elektronik eliminiert werden soll.

So werden bspw. in der US 5,324,177 und der WO 01/72351 A2 ein hydrodynamisches Traglager zur radialen Stabilisierung des Rotors einer
20 elektrischen Gleichstrommaschine verwendet, der den offenen Pumpenrotor trägt. Von Nachteil ist hier die lange axiale Erstreckung des engen exzentrischen Lagerspaltes, in dem hohe Schubspannungen wirken, und zu dessen Auswaschung Hilfsschaufeln und ein Spülkreislauf von der Hoch- zur Niederdruckseite der Pumpe erforderlich sind. Diese Anordnung
25 birgt die bekannten Gefahren hoher Scherung und ungenügender Wärmeabfuhr, die zu einer Traumatisierung des Blutes führen.

Teilweise vermieden werden diese Nachteile in der US 6,227,797. Hier ist in einem rotationssymmetrischen Gehäuse der Pumpenläufer so ausge-
30 führt, dass seine Oberflächen allseits gegenüber dem Gehäuse in Richtung der Relativbewegung geneigte Wirkflächen in Form keilförmiger

5 Spalte bilden. Pumpenläufer und Gehäuse bilden somit ein hydro-
dynamisches dreidimensionales Gleitlager, wie im Maschinenbau durch-
aus üblich. Der tragende Fluidfilm aus Blut, das als Schmiermittel dieser
Keilflächen dient, bedeckt eine große Fläche und ist, besonders am
Umfang des Rotors, einer hohen Schubspannung unterworfen, für die
10 typische Werte von 220 N/m² angegeben werden. Diese Scherspannung
liegt damit in einem Bereich, in dem eine Schädigung von Blutzellen,
insbesondere Thrombozyten, durch Scherung zu befürchten ist. Weitere
Nachteile dieser Lösung bestehen darin, dass der offene Pumpenrotor
allseits gegenüber dem Gehäuse von engen Spalten umgeben ist, in
15 denen hohe viskose Reibung herrscht. Die Notwendigkeit zur Aufteilung
des Rotors in segmentale Blöcke, um den Durchtritt des Blutes vom
Einlass zum Auslass der Pumpe zu ermöglichen, steht einer Optimierung
der fluidmechanischen Wirksamkeit der Pumpe entgegen. Dement-
sprechend sind die mitgeteilten hydraulischen Wirkungsgrade mit
20 höchstens 11% prohibitiv niedrig für eine implantierbare Blutpumpe mit
erstrebenswert geringem Energiebedarf. Die lange axiale Erstreckung des
Rotors bewirkt zudem einen hohen hydrodynamischen Radialschub auf
den Rotor, der einen geteilten Spiralkanal nötig machen kann, wodurch
die Thrombenbildung begünstigt wird. Außerdem ist das Gehäuse kompli-
25 ziert herzustellen. Auch die in Abb. 20 dargestellte Ausführungsform
eines gedeckten Pumpenrotors mit sektoriell keilförmig strukturierter
Oberfläche vermeidet die genannten Nachteile nicht, zumal nicht
ersichtlich ist, auf welchem Wege das Blut durch einen derartigen Rotor
strömen soll.

- 5 Eine ganz ähnliche Lösung einer hydrodynamischen axialen Stabilisierung eines offenen Pumpenrotors durch in Richtung der Rotation geneigte aufschwimmende Keilflächen beschreibt die WO 00/32256. Die Nachteile sind auch hier eine Blutschädigung und eine komplizierte Gehäuse-
10 konstruktion. Die radiale Zentrierung des Rotors erfolgt hier außerdem nicht durch hydrodynamische sondern durch permanentmagnetische Reluktanzkräfte einer Stirndrehkupplung oder eines elektromagnetischen Antriebsmotors.

15 Die WO 99/01663 offenbart einen hydraulisch levitierten Pumpenrotor, der durch archimedischen Auftrieb schwimmen soll, da er dieselbe Dichte wie das zu fördernde Fluid besitzt. Diese Pumpe muss mit zwei Einlässen ausgeführt werden oder der Zustrom muss innerhalb der Pumpe um 180° umgelenkt werden, was große benetzte innere Oberflächen sowie eine fragliche hydrodynamische Stabilität zufolge hat.

20

Die WO 01/70300 schlägt zur hydrodynamischen Stabilisierung einen kegelförmigen Rotor mit schlitzförmigen Öffnungen zum Strömungsdurchtritt und Leitflächen vor, durch die ein gegen das Gehäuse gerichteter Fluidstrom erzeugt wird, der stabilisierend wirken soll. Sofern dies
25 nicht ausreicht, ist ein aktives Magnetlager zur radialen Stabilisierung vorgesehen, was jedoch einen zusätzlichen elektronischen Aufwand bedeutet. In einer Reihe von Patenten (WO 00/32257, WO 00/64508, EP 1 027 898 A1, US 5,840,070) werden Kombinationen der unterschiedlichsten Prinzipien zur Stabilisierung des Pumpenläufers verwendet:
30 Kugel-Spurlager, passive permanentmagnetische Radiallager, aktiv sensorbasierte elektromagnetische Axiallager, hydrodynamische Keilflächenlager sowohl mit axialer als auch radialer Wirkung, ergänzt durch

- 5 Hilfskonstrukte wie Profilierungen des Rotors und/oder des Gehäuses durch Auflagen, Rippen, Endscheiben, Kanäle und anderes.

Bemerkenswert ist, dass stets mindestens drei dieser Prinzipien in Kombination verwendet werden müssen, um eine berührungslose
10 Rotation des Laufrades in der Pumpe zu gewährleisten und dass in den Keiflächenlagern bei den angegebenen Spaltweiten von ca. 0,013 bis 0,038 mm Schubspannungen (über 600 N/m²) auftreten, die mit großer Wahrscheinlichkeit Blut schädigend sind.

- 15 Eine kritische Würdigung des geschilderten Standes der Technik ergibt folglich, dass die berührungsfreie Rotation des Rotors einer Zentrifugalpumpe im Gehäuse entweder durch einen hohen Aufwand von Sensorik und elektromagnetischer Regelung oder auf Kosten einer hohen hydrodynamischen Belastung des Blutes durch schädigende Schubspannungen erreicht wird.
20

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Zentrifugalpumpe mit lagerlosem Rotor zu schaffen, bei der der Rotor auf einfache und flüssigkeitsschonende Weise in axialer und radialer Richtung stabilisierbar ist und die einen hohen Wirkungsgrad aufweist.
25

Die Aufgabe wird mit einer Zentrifugal-Pumpe mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst. Die Unteransprüche geben vorteilhafte Weiterbildungen an.

5 Die axiale Stabilisierung des Pumpenrotors erfolgt hydrodynamisch durch die durch den Rotor geförderte Flüssigkeit. Dazu kann der aufgrund des herrschenden Druckunterschieds zwischen dem radial äußeren Bereich und dem radial inneren Bereich des Pumpengehäuses auftretende, radial einwärts gerichtete Flüssigkeitsstrom zwischen den Rotoroberflächen und
10 dem Gehäuse die hydrodynamischen Kräfte zur axialen Stabilisierung des Rotors erzeugen. Der Rotor ist symmetrisch zu seiner Mittelebene ausgebildet und weist eine obere und untere Abdeckung auf. Dadurch ergeben sich definierte Strömungsverhältnisse für den von der Peripherie einwärts gerichteten Verlustflüssigkeitsstrom, der zur axialen Stabilisierung des
15 Rotors genützt werden kann.

Erfindungsgemäß wird also der strömungsbedingte Druckabfall im Seitenraum des axialsymmetrischen, beidseits gedeckten Pumpenrotors ausgenutzt: Der von der Pumpe generierte Ausgangsdruck am Rotorumfang
20 wird über die Rückströmung durch die Rotorseitenräume zum Zentrum hin auf den Eingangsdruck der Pumpe reduziert. Dadurch, dass der Rotor und/oder das Pumpengehäuse derart geformt sind, dass die axialen Abstände zwischen der oberen und unteren Abdeckung des Rotors und der oberen und unteren Gehäusewandung im radial inneren Bereich des
25 Rotors geringer sind als im radial äußeren Bereich, entsteht im zentralen Bereich der Abdeckungen eine Drosselwirkung beim Strömen der Flüssigkeit von außen nach innen. Der Drosselspalt bewirkt den größten Teil des Druckverlustes, wodurch im peripheren Bereich der Abdeckungen ein höherer Druck erhalten bleibt und somit eine Kraftkomponente auf die
30 ganze Abdeckung ausgeübt wird, die einer Spaltverengung entgegenwirkt. Diese Kraft ist umso größer, je enger der Spalt im zentralen Bereich der Abdeckung wird.

5 Bewegt sich also der Rotor nach oben, so verengt sich der obere Spalt. Die dadurch bewirkte Krafterhöhung der Flüssigkeit drückt den Rotor dann wieder nach unten. Umgekehrt drückt die Flüssigkeit den Rotor wieder nach oben, sollte sich dieser aus der Mitte nach unten bewegen. So kommt es automatisch zu einer hydrodynamischen Stabilisierung der
10 axialen Lage des Pumpenrotors. Der Drosselspalt wird bei axialer Auslenkung des Rotors in Richtung der Auslenkung verengt und auf der Gegenseite erweitert. Dies bewirkt auf der Seite des jeweils weiteren Spaltes eine relative Zunahme der radial einwärts gerichteten Rückströmung und damit einen asymmetrischen hydrodynamischen
15 Druckabfall. Die Rotorseitenräume bilden dabei parallel-geschaltete Düsen, deren Differenzdruck auf der gesamten Oberfläche beider geschlossener Abdeckungen des Rotors wirksam ist und damit eine axial stabilisierende, symmetrisch zur Ruhelage des Rotors wirkende Rückstellkraft erzeugt. Der Rotor ist daher gegen Auslenkung in der
20 z- Achse stabilisiert.

Gleiches gilt für das Verkippen des Rotors, also Rotationsbewegung um die x- und y-Achsen. Auch hier werden die jeweils achsensymmetrischen Drosselspalten gegensinnig verengt und erweitert mit der Folge einer
25 Rückstellkraft in Richtung einer stabilen Rotorposition im Gehäuse. Diese Effekte sind bisher in lagerlosen Pumpen nicht genutzt worden. Eine wesentliche Voraussetzung für die wünschenswerte Minimierung der erforderlichen Stabilisierungsenergie ist die erfindungsgemäße Axial-symmetrie des Pumpenrotors und der Rotorseitenräume.

30

Die Abstände zwischen der oberen und unteren Rotorabdeckung und den Gehäuseober- und -unterseiten können sich dabei beispielsweise konti-

5 nuierlich verringern. Es können vorzugsweise jedoch auch im radial
Inneren Bereich des Rotors und Gehäuses ringförmige Engstellen zwl-
schen den Rotorabdeckungen und den oberen und unteren Gehäuse-
wandungen ausgebildet sein, die den erhöhten Druckabfall der Flüssigkeit
und die gewünschte Krafterhöhung bewirken. Je weiter Innen die Eng-
10 stelle liegt, desto mehr Angriffsfläche bietet sich für die Flüssigkeit zur
Stabilisierung der axialen Lage des Pumpenrotors.

Die radiale Stabilisierung des Rotors kann rein passiv aufgrund von
Reluktanzkräften erfolgen. Dabei sollte der hydrodynamische Radial-
15 schub, der den Rotor aus dem Zentrum der Drehbewegung drängt,
minimiert werden. Dazu wird vorzugsweise die Projektionsfläche des
Rotors in der x-y/z-Ebene als Wirkfläche radial destabilisierender Druck-
kräfte minimal gehalten. Sie wird lediglich durch die Dicke der Ab-
deckungen des Rotors bestimmt. Der Rotor kann vorzugsweise voll-
20 ständig aus para- und/oder ferromagnetischem Material gefertigt und
permanent magnetisiert sein. Es ist dann keine Verkapselung diskreter
Permanentmagnete erforderlich, die zur Vergrößerung der radialen
Projektionsfläche beiträgt. Eine weitere Maßnahme gegen radiale Insta-
bilität besteht darin, einen zirkulären rotationssymmetrischen Ringspalt
25 vorzusehen, der die Rotorseitenräume von einem tangential den För-
derstrom abführenden Spiralkanal trennt. Hierdurch wird ein konstanter
Strömungswiderstand gegenüber dem Fluid, das aus dem Rotor austritt,
erzeugt und damit eine über den Umfang des Rotors gleichförmig
wirkende radiale Druckkraft auf den Rotor. Die dritte Maßnahme gegen
30 radiale Instabilität besteht in einer geeigneten Gestaltung des strömungs-
abführenden Spiralkanals, bei der radial destabilisierende Druckkräfte im
Bereich der Zunge vermieden werden.

5 Der Antrieb der Pumpe erfolgt vorzugsweise als permanenterregte elektrische Synchronmaschine, deren Rotor vom Rotor der Pumpe gebildet wird, welcher sich zwischen zwei symmetrischen Statoren mit großem Luftspalt befindet. Die Statoren können gegeneinander verdreht sein, ebenso die in zwei Ebenen geteilten permanentmagnetischen Bereiche des Rotors. Die Polüberdeckungen und die Topologie der elektromagnetischen Durchflutung können dahingehend optimiert werden, dass bei geringster Masse an Magnetmaterial ein hoher Wirkungsgrad bei geringer Welligkeit, d. h. hohe Konstanz des Drehmoments und niedriger axialer Steifigkeit des Magnetsystems besteht, wodurch die hydrodynamische Levitation des Rotors ermöglicht wird. Gleichzeitig werden die magnetischen Reluktanzkräfte zwischen Statoren und Rotor zu dessen radialer Zentrierung herangezogen.

Die erfindungsgemäße Zentrifugal-Pumpe eignet sich insbesondere für den Einsatz als Blutpumpe und dabei zur Implantation in den menschlichen Körper, da sie nur wenig Platz benötigt und absolut wartungsfrei ist. Die Pumpe kann als Blutpumpe zur Unterstützung der Herztätigkeit eines Patienten oder im Zusammenhang mit einer Herz-Lungen-Maschine eingesetzt werden. Des Weiteren kann die Pumpe zur Förderung anderer Flüssigkeiten, insbesondere von aggressiven und gefährlichen Flüssigkeiten oder empfindlichen Flüssigkeiten, bei denen ein Kontakt zur Außenwelt vermieden werden sollte, eingesetzt werden. Die Komponenten der Pumpe, die mit der Flüssigkeit in Kontakt kommen, können mit einer auf die Flüssigkeit abgestimmten Beschichtung versehen sein.

5 Nachfolgend werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der erfindungs-
gemäßen Zentrifugalpumpen, insbesondere für den Einsatz als permanent
implantierbare Blutpumpen zur Herzunterstützung, anhand von Zeich-
nungen näher beschrieben und in ihrer Funktion erläutert.

10 Es zeigen:

Fig. 1 einen Querschnitt durch ein Ausführungsbeispiel einer
erfindungsgemäßen Zentrifugalpumpe;

15 Fig. 2a eine perspektivische Ansicht des Rotors der Pumpe aus
Fig. 1 mit teilweise entfernter oberer Abdeckung;

Fig. 2b einen schematischen Querschnitt durch Rotor und
Gehäuse der Pumpe aus Fig.1 zur Verdeutlichung der
20 geometrischen Kenngrößen;

Fig. 3a, 3b eine schematische Darstellung der Strömungs-
verhältnisse durch den Rotor einer Zentrifugalpumpe mit
konstanter und mit radial einwärts abnehmender Weite
25 des Rotorseitenraums;

- 5 Fig. 4 Diagramme mit dem radialen Verlauf der Drücke in den Rotorseitenräumen
- 10 a) bei axialer mittiger Position des Rotors im Gehäuse,
- b) bei axialem Versatz des Rotors zum Einlass des Gehäuses hin;
- 15 Fig. 5 Diagramm über den Verlauf der Rückstellkraft in Abhängigkeit von der axialen Auslenkung aus der mittigen Rotorposition für zwei unterschiedlich weite Drosselspalte;
- 20 Fig. 6 Diagramme mit dem radialen Verlauf der Drücke in den Rotorseitenräumen bei Verkippen des Rotors im Gehäuse;
- 25 Fig. 7a, b, c Querschnitte durch verschiedene Ausführungsformen des Drosselspaltes bei erfindungsgemäßen Zentrifugalpumpen;
- Fig. 8 Drosselkurven der erfindungsgemäßen Pumpe bei unterschiedlichen Drehzahlen;

- 5 Fig. 9 Diagramme mit den hydraulischen Wirkungsgraden über dem Volumenstrom der Pumpe aus Fig. 1 bei unterschiedlichen Drehzahlen.

10 Die Zentrifugal-Pumpe 10 aus Fig. 1 weist ein Pumpengehäuse 11 mit einem Einlass 12 und einem tangentialen Auslass 13 für Blut oder eine andere Flüssigkeit auf. Ansonsten ist das Pumpengehäuse 11 flüssigkeits- und gasdicht verschlossen. Im Inneren des Pumpengehäuses 11 ist ein Pumpenrotor 14 lagerlos und drehbar angeordnet. Mit Hilfe des Pumpenrotors 14 wird das durch die Öffnung 12 einströmende Blut radial nach
15 außen und zum Auslass 13 hin befördert. Dazu weist der Pumpenrotor Förderschaukeln 15 auf. Die Förderschaukeln 15 sind durch eine obere Abdeckung 16 und eine untere Abdeckung 17 nach oben und unten abgedeckt.

20 Der Pumpenrotor 14 weist mindestens in seinem Umfangsbereich permanent magnetisierte Bereiche auf. Im dargestellten Beispiel ist er jedoch vollständig aus einem para- und/oder ferromagnetischen Material gefertigt. Er bildet damit gleichzeitig den Rotor für einen Antriebsmotor, der neben dem Rotor 14 zwei ringförmige Statoren 18, 19 aufweist, die
25 eine Vielzahl gleichmäßig verteilter, in Richtung des Rotors 14 vorstehender Abschnitte 20, 21 aufweisen, die in einer bevorzugten Ausführungsform jeweils von einer Wicklung 22, 23 umgeben sind. Es sind jedoch auch Wicklungsanordnungen denkbar, bei denen mehrere der axial vorstehenden Abschnitte 20, 21 von einer Wicklung 22, 23 umfasst
30 werden. Die beiden Statoren 18, 19 sind außerhalb des Gehäuses angeordnet, sodass der Antrieb des Pumpenrotors 14 berührungslos erfolgt. Dadurch entstehen nur minimale Belastungen für das zu fördernde Blut im Gehäuse 11. Der Rotor 14 und das Gehäuse 11 sind vorzugsweise

- 5 dort, wo sie mit Blut in Kontakt kommen, mit einem blutverträglichen Material überzogen.

Die Statoren 18, 19 erzeugen einen rotierenden Magnetfluss im Zwischenraum zwischen den Bereichen 20, 21 und dem Rotor 14. Gleichzeitig sorgen die beiden Statoren für eine radiale Zentrierung des Rotor 14 im Gehäuse 11. Die radiale Zentrierung erfolgt dabei rein passiv aufgrund von Reluktanzkräften.

Es wird im Folgenden gezeigt, auf welche Weise bei der Pumpe 10 die Stabilisierung des Pumpenrotors 14 gegen Verschiebung im Gehäuse 11 in axialer Richtung durch hydrodynamisch generierte Druckkräfte erfolgt.

Der Rotor 14 weist Abdeckungen 16, 17 auf, die vollständig axial-symmetrisch und glatt sind und Schaufeln 15 umschließen, deren Zahl und Form nach strömungsdynamischen Erfordernissen optimiert werden kann (Fig. 2a). In den hier dargestellten Ausführungsformen beträgt die Schaufelzahl sechs. Das Blut tritt saugseitig durch eine Öffnung 126 in den Rotor 14 ein. Eine zweite gleichgroße Öffnung 127 in der unteren Abdeckung dient zum Druckausgleich zwischen Rotorseitenräumen 26, 27, sodass unabhängig von den dort herrschenden Druck- und Strömungsverhältnissen an den dem Zentrum zugewandten Rändern der Öffnungen 126, 127 (Fig. 1) stets der gleiche Druck herrscht. Das Blut verlässt den Rotor 14 nach Passage der Schaufelkanäle am äußeren Umfang in den abführenden Ringspalt 124 und schließlich in den Spiralkanal 24 unter hohem Druck.

5 Die Rotorseitenräume 26, 27 in Fig. 2b werden von den Abdeckungen 16, 17 des Rotors 14 und den Wänden des Gehäuses 11 begrenzt. In einer Zentrifugalpumpe mit gedecktem Pumpenrotor 14 herrschen in diesen Rotorseitenräumen 26, 27 zwei Strömungsrichtungen: Die unmittelbar an den rotierenden Abdeckungen 16, 17
10 anhaftende Grenzschicht wird durch die Zentrifugalkraft nach außen bewegt, während der aufgebaute Druck nahe dem stationären Gehäuse 11 und im überwiegenden Volumen des Seitenraumes 26, 27 eine radial nach innen gerichtete Rückströmung 28 erzeugt, die als Kurzschluss- oder Verlustströmung bezeichnet wird, die den hydraulischen
15 Wirkungsgrad vermindert. Im technischen Pumpenbau dienen u. a. achsnahe Labyrinthdichtungen zur Verminderung dieser Verluste. Für Blutpumpen verbietet sich ihre Anwendung wegen der Ausbildung hoher Schubspannungen und schlecht durchspülter Totwasser.

20 Die im Weiteren zur Beschreibung der Geometrie von Pumpenrotor und Gehäuse verwendeten Bezeichnungen sind in Fig. 2b erläutert. Es bedeuten:

- 25 R Radius der Abdeckung des Rotors;
- r_1 Radius der Zuströmöffnungen in den Rotor;
- r_2 Radius am Eintritt in den Drosselspalt;
- 30 r_3 Radius am Beginn der permanentmagnetischen Bereiche der Abdeckungen;
- r_4 Innenradius des Gehäuses;

5	r_5	Außenradius des zirkulären Ringspaltes;
	H	Weite des Rotorseitenraums am Rotorumfang;
	h	Axiale Weite des Drosselspaltes;
10	h_1	Schaufelhöhe am Rotoreintritt;
	h_2	Schaufelhöhe am Rotorumfang;
15	h_3	Höhe des zirkulären Ringspaltes;
	l	radiale Länge des Drosselspaltes ($r_2 - r_1$);
	d	Dicke der Abdeckungen.

20

Bei den erfindungsgemäßen Pumpen wird der unvermeidliche Energieverlust der radialen Rückströmung 28 im Rotorseitenraum 26, 27 zur Erzeugung einer hydrodynamischen Rückstellkraft gegen axiales Auswandern des Rotors durch eine neuartige geometrische Gestaltung dieses Spaltraumes 26, 27 genutzt, wie in Fig. 3 verdeutlicht ist.

25

In Fig. 3a ist ein Rotorseitenraum mit über den Radius der Abdeckung 16', 17' in konstanter axialer Weite dargestellt. In der Mittellage des Rotors ergeben sich gleiche Stromstärken in beiden Rotorseitenräumen, weil am Umfang und im Zentrum des Rotors die Drücke gleich sind und

30

5 damit symmetrische Druckverteilungen auf die Abdeckungen wirken. Weicht der Rotor in Fig. 3 nach einer Seite axial aus, wird im engeren Rotorseitenraum die Strömung beschleunigt und folglich nimmt der Druck auf die Abdeckung dort ab, und umgekehrt im erweiterten gegenüberliegenden Rotorseitenraum bei hier verzögerter Strömung zu, folgend
10 dem Gesetz von Bernoulli und in Analogie zu dem bekannten "hydrodynamischen Paradoxon". Die Ausweichbewegung verstärkt sich daher bis zum Anlaufen des Rotors an der Wand des Gehäuses.

Die erfindungsgemäße geometrische Gestaltung der Rotorseitenräume
15 26, 27 kehrt diesen Effekt um (Fig. 3b): Die Spalte zwischen Abdeckungen 16, 17 und Gehäuse 11 weisen an ihren radial inneren Bereichen jeweils eine - relativ zum restlichen Spalt - starke axiale Verengung von kurzer radialer Erstreckung auf, sodass unmittelbar vor der Eintrittsöffnung des Rotors beidseitig ein symmetrischer Drosselspalt 116, 117
20 (Fig. 1) ausgebildet ist. Die Verlustströmung 28 trifft hier auf einen hohen terminalen seriellen Widerstand. Bei mittiger Position des Rotors herrscht Druckgleichheit im oberen und unteren Rotorseitenraum. Bei axialer Auslenkung des Rotors wird der Anteil des Drosselspaltes im enger werdenden Spalt am gesamten Spaltwiderstand immer größer. Dadurch
25 bleibt der Förderdruck am Rotorumfang im verengten Rotorseitenraum radial einwärts bis nahe an den Drosselspalt annähernd erhalten und wird erst dort über den terminalen Widerstand der Drossel steil abgebaut. Im größer werdenden gegenüberliegenden Spalt wird der Einfluss der Drosselstelle immer kleiner. Der Druck wird radial einwärts, beginnend am
30 Umfang, gleichmäßig über die gesamte Spaltlänge abgebaut.

5 Die resultierende Differenz der Druckkräfte auf die geschlossenen Abdeckungen bewirkt daher bei jeder axialen Auslenkung des Rotors aus der Mittellage eine der Abweichung proportionale Kraft, die den Rotor zurückstellt. Es versteht sich, dass in dem zum Gehäuse axial planparallelen ringförmigen engen Drosselspalt 116 selbst das oben genannte
10 Strömungsgesetz weiter gilt, wonach die beschleunigte Strömung im engeren Spalt den Rotor in Richtung der Verengung destabilisieren würde. Die Wirkfläche der Druckkräfte ist hier jedoch nur ein geringer Bruchteil der Oberfläche der Abdeckungen, sodass die axial rückstellenden Kräfte weit überwiegen.

15

Messungen an einem Rotor ($R = 20 \text{ mm}$) bei einer Pumpe nach Fig. 1 haben für einen axialen Versatz des Rotors radiale Druckverläufe in den Rotorseitenräumen ergeben, die in Fig. 4a, b dargestellt sind. Jeder axiale Versatz (Fig. 4b) bewirkt eine Asymmetrie des radialen Verlaufes der
20 Druckabnahme im Rotorseitenraum. Die resultierende Druckdifferenz wird auf der weit überwiegenden Fläche der Abdeckungen als rückstellende Kraft wirksam, die den Rotor axial mittig positioniert.

Die Beträge der Rückstellkräfte, die aus den Druckdifferenzen aus Fig. 4
25 resultieren, sind in Fig. 5 dargestellt. Erwünscht ist eine möglichst hohe Steifigkeit dF/dz über den gesamten Bereich der Auslenkung in Richtung z . (Fig. 2a) Man erkennt, dass ein enger Drosselspalt ($h = 0,2 \text{ mm}$) diese Forderung linear und steiler erfüllt als ein weiterer Spalt ($h = 0,3 \text{ mm}$), wobei in beiden Fällen bei maximaler Auslenkung
30 Rückstellkräfte von ca. $\pm 5 \text{ N}$ erreicht werden, dies weitgehend unabhän-

5 gig von Arbeitsdruck und Förderstrom der Pumpe (120 ± 20 mmHg, 5 ± 2 l/min). Für die Geometrie des Drosselspaltes hat sich ein Verhältnis h/R im Bereich 0,016 bis 0,008 und von l/R im Bereich von 0,16 bis 0,08 als besonders günstig erwiesen, entsprechend Höhen des Drosselspaltes von 0,32 mm bis 0,16 mm und einer axialen Länge von 1,6 bis 3,2 mm in
10 der bevorzugten Ausführungsform mit einem Radius R des Rotors von 20 mm. Im Bereich $h/R < 0,006$ nimmt bei wachsenden Scherkräften die Steifigkeit nicht weiter zu. Im Bereich $h/R > 0,2$ werden keine ausreichenden Rückstellkräfte erreicht.

15 Eine rotatorische Auslenkung des Rotors (Fig. 6) um die Achsen (x, y), also ein Verkippen im Gehäuse, bewirkt symmetrisch zur Rotationsachse eine gegensinnige Verengung und Erweiterung der Drosselspalte und damit unterschiedliche radiale Verläufe der Verlustströmungen und der Druckabnahme in gegenüberliegenden Rotorseitenräumen. Der resultie-
20 rende Differenzdruck wird als rückstellende Druckkraft auf der gesamten Fläche beider Abdeckungen wirksam und dreht den Rotor in seine neutrale Position zurück.

Bei einer typischen Geometrie des Drosselspaltes von $(h/R) = 0,01$ und
25 einer radialen Lage des Eintritts in den Drosselspalt von $(r_2/R) = 0,35$ kann ein Rotor von $R = 20$ mm um einen Winkel von $1,6^\circ$ verkippen, wenn der Drosselspalt radial verschlossen ist und der Rotor tangential punktförmig am Radius r_2 anläuft. Die Spaltweite H am Rotorumfang ist in der bevorzugten Ausführung im Bereich von $H/R = 0,05 \pm 0,01$ als
30 günstig erkannt worden ($H = 0,8 - 1,2$ mm). Die gewählte Geometrie schließt ein Anlaufen des Rotors in Bereichen höherer Umfangsge-

- 5 schwindigkeiten am Radius R aus, so dass der Eintritt der stabilisierenden Rückströmung in den Rotorseitenraum nicht behindert wird.

Die erfindungsgemäße Gestaltung der Rotorseitenräume und der Drosselspalte bewirken somit eine räumliche Stabilisierung des Rotor in
10 seine geometrisch neutrale, symmetrische Position im Gehäuse gegen Translation in Richtung $\pm z$ und Rotation um die Achsen x und y.

Weitere mögliche Ausführungen von Drosselspalten bei erfindungsgemäßen Pumpen sind in Fig. 7 dargestellt. Bei der Pumpe nach Fig. 1
15 verjüngen sich die Rotorseitenräume 26, 27 stetig vom Radius R bis zum Eintritt in den Drosselspalt 116, 117 am Radius r_2 , wobei der Spalt bis zum Einlass in den Rotor am Radius r_1 eine konstante Höhe h aufweist, wie Fig. 7a zeigt. In Fig. 7b ist eine mögliche Variante dargestellt, bei welcher der Drosselspalt unter Beibehaltung der Verhältnisse h/R (s. o.)
20 durch einen Wulst 30 gebildet wird, der aus den Abdeckungen 16, 17 im Bereich der Radien r_2 bis r_1 ausgeformt ist. Auf diese Weise wird der überwiegende Teil der Rotorseitenräume weiter gehalten, sodass dort die viskose Reibung zwischen rotierendem Rotor und stationärem Gehäuse vermindert wird, wobei die stabilisierende Wirkung des Spaltes erhalten
25 bleibt. In Fig. 7c ist eine mögliche Variante gezeigt, bei der die Form der Abdeckungen mit ausgebildetem Wulst 132 der Fig. 7b entspricht. Zusätzlich ist hier am Gehäuse ein radial weiter außen gelegener Wulst 133 ausgeformt, wobei die Spalthöhe weiter die erfindungsgemäßen Verhältnisse h/R beibehält. In dieser Ausführung wird neben der axial

- 5 stabilisierenden Wirkung der Drossel eine radiale Kraftkomponente erzeugt, welche die Zentrierung des Rotors unterstützt.

Die rückstellenden Druckkräfte werden bei jeglicher Lageabweichung und damit Änderung der Strömungsgeometrie sehr schnell wirksam, nämlich
10 mit der Ausbreitungsgeschwindigkeit der hervorgerufenen Druckänderung im inkompressiblen Fluid, also der Schallgeschwindigkeit. Diese beträgt im Blut (ähnlich Wasser) ca. 1500 m/s (Luft: ca. 300 m/s). Für die dargestellte Geometrie der bevorzugten Ausführung errechnet sich damit eine Verzögerung der Wirksamkeit einer Lageabweichung des Rotors von
15 ca. 50 Mikrosekunden.

Instationäre numerische Simulationsrechnungen unter Berücksichtigung von Beschleunigungs- und Trägheitskräften haben ergeben, dass sprungförmige Lageänderungen des Rotors innerhalb einer bis zweier Umdrehungen vollständig ausgeregelt werden. Bei sinusförmiger axialer Relativbewegung des Rotors gegenüber dem Gehäuse ergibt sich eine
20 Phasenverschiebung zwischen Auslenkung und Rückstellung von ca. 10 ms, entsprechend etwa einer halben Rotorumdrehung.

25 Ein derart schnelles Ansprechen der Lageregelung ist insbesondere beim Anlauf der Pumpe von Vorteil. Im Stillstand befindet sich der Rotor in einer zufälligen, axial verschobenen oder gekippten Position im Gehäuse. Die stabilisierenden Druckkräfte werden erst im Betrieb generiert. Eine hydrodynamische Levitation des Rotors innerhalb seiner ersten wenigen
30 Umdrehungen verhindert eine reibungsbedingte Strukturschädigung von Rotor und Gehäuse.

5 Die Schnelligkeit und Steifigkeit der erfindungsgemäßen Lageregelung des Rotors ist auch dann von Vorteil, wenn der Träger einer implantierten Blutpumpe im Alltagsleben wechselnden Beschleunigungen in unterschiedlichen Raumachsen ausgesetzt ist. Die demonstrierten Ausregelungszeiten von ca. 10 ms (100 Hz) mit der Steifigkeit von ca. 20 N/mm
10 lassen erwarten, dass auch bei mehrfacher Erdbeschleunigung ein Anstoßen des Pumpenrotors am Gehäuse sicher vermieden wird.

Radiales Auswandern des Rotors, also Translation in den Richtungen $\pm x$ und $\pm y$, wird von der oben beschriebenen axialen Lagestabilisierung
15 durch Druckkräfte auf die Abdeckung nicht verhindert. Die radiale Stabilisierung des Rotors geschieht passiv durch Reluktanzkräfte. Dabei ist es von Vorteil, den in jeder Zentrifugalpumpe auftretenden destabilisierenden Radialschub gering zu halten und zu kompensieren. Dies gelingt durch mehrere Maßnahmen:

20

Der Radialschub nimmt proportional mit der Gesamthöhe ($h_2 + 2d$) des Rotors am Umfang zu. Dieser wird daher besonders flach gehalten, wobei sich Verhältnisse von (h_2/R) im Bereich von 0,08 bis 0,12 und von (d/R) im Bereich 0,05 bis 0,1 als günstig erwiesen haben. Eine besonders flache
25 Bauweise wird durch die erfindungsgemäße Herstellung der Abdeckungen aus vollem, biokompatibel beschichtetem Magnetmaterial ermöglicht, wodurch eine Verkapselung diskreter Magnete entfallen kann.

- 5 Der Radialschub (SR) nimmt exponentiell zu, wenn der Rotor nicht im Bestpunkt (Q_{opt}) seines Wirkungsgrades arbeitet: $SR \sim 1 - (Q/Q_{opt})^2$ (Bohl, W., *Strömungsmaschinen* 2, 8. Auflage, Vogel Fachbuchverlag, Würzburg (2002)). Aus Fig. 9 ist ersichtlich, dass die optimalen Wirkungsgrade bei den erwarteten Drehzahlen von 2400 – 3000 min^{-1} im
10 Arbeitsfeld der Pumpe von $5 \pm 2 \text{ l/min}$ erreicht werden, wodurch der Radialschub weiter minimiert wird.

Die Abführung des Volumenstromes durch einen Spiralkanal mit tangentialem Auslass führt dann zu einem Radialschub, wenn im Bereich
15 der Zunge (Schneide) im Arbeitsbereich ein Drucksprung auftritt. Erfindungsgemäß wird dies weitgehend verhindert, in dem das vom Rotor geförderte Volumen vor dem Eintritt in den Spiralkanal einen zirkulären Ringspalt passiert, wobei eine Gleichrichtung der Strömung eintritt. Der weitere Abstrom des Fluids erfolgt danach über den Spiralkanal, der als
20 archimedische Spirale mit annähernd kreisförmigem Querschnitt ausgeführt sein kann. Als günstig im Sinne der Erfindung haben sich dabei erwiesen eine axiale Höhe h_3 des Ringspaltes von h_3/h_2 im Bereich von 0.6 bis 2.0, eine radiale Länge (r_4/r_5) im Bereich von 0.8 bis 1.0, sowie eine über den Umfang des Spiralkanals stetig zunehmender Kreis-
25 querschnitt mit Durchmesser h_3 an der Zunge und einem Enddurchmesser an der tangentialen Abströmung von $4 \cdot h_3$. In dieser bevorzugten Geometrie tritt im Bereich der Maxima des Wirkungsgrades kein radial destabilisierender Drucksprung im Bereich der Zunge auf.

- 30 Die drei beschriebenen Merkmale zur Verminderung des Radialschubs können diesen weitgehend vermindern, nicht jedoch kompensieren.

- 5 Hierzu werden die bereits erwähnten, durch die Stator- und Rotor-geometrien erzeugten magnetischen Reluktanzkräfte herangezogen.

Der hydraulische Wirkungsgrad einer implantierbaren Blutpumpe soll
möglichst hoch sein, da jegliche Verlustleistung aufgrund von viskoser
10 Reibung, Wirbelbildung und Kurzschlussströmungen zur Blutschädigung
beiträgt und letztlich als Wärmeenergie auf das Blut übertragen wird.
Hinzu kommt, dass die Leistungsanforderungen an den elektrischen
Antrieb und den hierfür notwendigen Energieaufwand umgekehrt
proportional abnehmen, was die geforderte Miniaturisierung begünstigt.

15

Durch die beschriebene Geometrie der Radseitenräume und der
abführenden Kanäle, und in Verbindung mit einem gedeckten Rotor mit
optimaler Beschaufelung, werden bisher unbekannte Wirkungsgrade
erzielt. Dies ist in Fig. 8 und Fig. 9 anhand gemessener Drosselkurven
20 und zugehöriger Wirkungsgrade demonstriert. Im typischen Arbeits-
bereich der Pumpe von 5 ± 2 l/min Volumenstrom gegen Drücke von
 120 ± 20 mmHg betragen die hydraulischen Pumpleistungen ($p \cdot V$)
 $1,4 \pm 0,7$ Watt. Die hierfür erforderlichen Drehzahlen liegen im Bereich
von 2400 – 3000 min^{-1} .

25

Bei Verwendung eines Testfluides der Viskosität von Blut (4 mPas) weist
die Pumpe aus Fig. 1 die in Fig. 9 gezeigten Wirkungsgrade auf, die im
typischen Arbeitsbereich 0,4 bis 0,47 betragen. Dies entspricht etwa dem
Vierfachen der Werte, die für bekannte Blutpumpen angegeben wurden.

- 5 Entsprechend niedrig ist die erforderliche Wellenleistung von ca. $3 \pm 1,5$ Watt als besonders günstige Voraussetzung für die Miniaturisierung von Antrieb und Energieversorgung.

10 Zur erfindungsgemäßen hydrodynamischen Stabilisierung des Rotors werden die wirkungsgradmindernden Rückströmungen im Rotorseitenraum genutzt. Diese betragen im typischen Arbeitsbereich ca. 2 - 3 l/min. Um einen Netto-Volumenstrom von 5 l/min zu erzeugen, müssen demnach 7 - 8 l/min vom Rotor gefördert werden. Dies entspricht einer hydraulischen Mehrleistung von 0,5 bis 0,8 Watt für die Stabilisierung des
15 Rotors und damit nur einem Mehrbedarf von etwa 20% der Wellenleistung. Dieser muss jedoch nicht zusätzlich aufgebracht werden, sondern entstammt der in anderen Pumpen ungenutzt verschwendeten/vernichteten Energie der Verlustströmungen.

20 Die erfindungsgemäße Pumpe ist besonders wirksam und soll dabei das Blut möglichst schonend fördern. Die wichtigste Voraussetzung dafür ist die Vermeidung hoher Schubspannungen. Die Blutpumpe unterscheidet sich von bekannten Pumpen mit hydrodynamischen Gleitlagern u. a. dadurch, dass die Spalträume zwischen Rotor und Pumpengehäuse weit
25 gehalten sind. Selbst in dem kleinen Bereich der achsnah langsam drehenden Drosselspalte betragen die Spalthöhen im Vergleich zu bekannten Pumpen mit hydrodynamischer Lagerung durch Keilflächen ein Vielfaches der dort angegebenen Werte und entsprechend gering sind die auftretenden Schubspannungen.

5 Bei der maximal im Betrieb zu erwartenden Drehzahl des Rotors von 3000 min^{-1} beträgt die Umfangsgeschwindigkeit im Drosselspalt lediglich $\gamma = 1,8 \text{ m/s}$ und bei einer Spalthöhe h von $0,2 \text{ mm}$ errechnet sich ein Schergrad $\dot{\gamma} = \gamma/h$ von 9000 s^{-1} . Mit einer typischen Viskosität (η) des Blutes von 4 mPas ergibt sich daraus eine mittlere Schubspannung
10 $\tau = \gamma \cdot \eta$ von 36 Nm^{-2} . Diese liegt damit um eine Größenordnung unterhalb des Grenzwertes von 400 Nm^{-2} , der nach neueren Untersuchungen als kritisch für Blutschädigung durch Scherkräfte angesehen wird (Paul, R., et al., *Shear stress related blood damage in laminar couette flow*. Artif Organs, 2003. **27**(6): p. 517-29).

15

Die kumulative Traumatisierung (BT) eines Blutvolumens (V) bei Passage einer Zone hoher Schubspannung τ korreliert auch mit der Expositionszeit (t) nach der Beziehung $BT \sim (V \cdot \tau \cdot t)$. Numerische Simulationsrechnungen haben ergeben, dass die mittlere Passagezeit des Blutes
20 durch die gesamte Pumpe bei einem Volumenstrom von 5 l/min ca. 100 ms beträgt, wobei ein Teilchen im Drosselspalt höchstens für ca. $0,3 \text{ ms}$ in einem Scherfeld von unter 40 N/m^2 verweilt. Das momentane Blutvolumen in den Drosselspalten beträgt lediglich 15 mm^3 . Derart günstige strömungsdynamische Voraussetzungen für eine niedrige
25 Blutschädigung sind bisher nicht mitgeteilt worden.

Neben der mechanischen Zellzerstörung durch Schubspannungen und Wandkontakte ist die Aktivierung der zellulären und molekularen Mechanismen der Blutgerinnung ein zentrales Problem implantierbarer
30 Blutpumpen. Gerinnsel, die Pumpen blockieren oder fortgeschwemmt als

5 Embolien Komplikationen, z. B. Schlaganfälle und Niereninfarkte, hervor-
rufen können, entstehen bevorzugt durch Kontaktaktivierung an
Fremdoberflächen und ebenso in Totwassern und stehenden Wirbeln. Die
erfindungsgemäße Blutpumpe weist keine derartigen Strömungsbereiche
10 auf, vielmehr sind alle Blut führenden Räume ständig mit hoher
Strömungsgeschwindigkeit und kurzer Verweilzeit gespült. Die Oberfläche
aller stationären und rotierenden Bauteile ist glatt und in Strömungs-
richtung sind Stufen und Profilierungen vermieden. Alle bevorzugten
Ausführungen können aus biokompatiblen Werkstoffen hergestellt und
15 mit einer gerinnungshemmenden Beschichtung, z. B. durch oberflächen-
gebundenes Heparin, versehen sein.

Aus den bisher dargestellten erfindungsgemäßen Mechanismen zur
hydrodynamischen Levitation des Pumpenrotors folgt schließlich, dass der
Rotor in axialer Richtung durch die Effekte des Drosselspaltes mittig im
20 Gehäuse positioniert wird. In radialer Richtung bedarf es der zusätzlichen
Unterstützung magnetischer Reluktanzkräfte. Im Betrieb wird sich der
Rotor dynamisch verschieben, taumeln und exzentrisch laufen. Aufgrund
des ausreichenden Abstandes zu den Wandungen und der schnellen
Reaktionszeit der stabilisierenden Kräfte wird er aber zu keiner Zeit
25 anlaufen. Die gewisse Beweglichkeit des Rotors im Gehäuse ist
ausdrücklich erwünscht, da nur in dieser erfinderischen Kombination der
genannten Merkmale ein sicherer Betrieb, ein hoher Wirkungsgrad,
ständige Spülung aller Blut führenden Räume und geringste Blut-
schädigung erreicht werden können.

- 5 Der berührungslose Antrieb des Pumpenrotors kann in einer bevorzugten Ausführung in Form einer permanentmagnetisch erregten zweisträngigen elektrischen Scheibenläufer-Synchronmaschine erfolgen.

10 Die hydrodynamische Levitation des Rotors der Pumpe bedingt für den elektrischen Antrieb einen nachteilig großen magnetischen Luftspalt zwischen den Statorköpfen. Dieser ist erforderlich für die Aufnahme aller Gehäusewandungen, der blutführenden Rotorseitenräume und des Rotors selbst. Der Luftspalt muss $L = 0,1$ bis $0,15 \cdot R$ betragen und stellt damit im Motorenbau unübliche Anforderungen an die Optimierung der elektro-
15 mechanischen Effizienz des Antriebs.

Ein zu erfüllendes Kriterium ist es, mit einem Minimum an Masse der Permanentmagnete und damit geringer axialer magnetischer Steifheit ein maximales Drehmoment bei hohem elektromechanischem Wirkungsgrad
20 zu generieren, wobei Rastmomente und Welligkeit des Drehmoments zu vermeiden sind.

Bei der erfindungsgemäßen Pumpe wird dies wie folgt gelöst: Die Permanentmagnete sind durch die Unterbringung in beiden Rotor-
25 abdeckungen in zwei Ebenen geteilt, zwischen denen ein magnetischer Rückschluss über den Schaufelkanal besteht. Bei einer bevorzugten Ausführung des Rotors mit $R = 20$ mm, $d = 1$ mm und $r_3 = 16$ mm werden dann lediglich 5 g Magnetmasse (NdFeB) benötigt, mit entsprechend geringer Destabilisierung des Rotors bei axialer Auslenkung.

5 Erfindungsgemäß können die beiden Statoren um einen Betrag $1/3$ bis $1/2$ der Polteilung gegeneinander verdreht sein; also bei 6 Polen um 20 bis 30 Grad. Ebenso können die permanentmagnetischen Bereiche der beiden Rotorabdeckungen in einem Winkel von bis zu $1/6$ der Polteilung gegeneinander verdreht sein, also um bis zu 10 Grad. Beide Maßnahmen
10 tragen zur Unterdrückung von Rastmomenten und Welligkeit des Drehmoments bei.

Eine weitere Steigerung des elektromechanischen Wirkungsgrades, bei minimaler axialer Steifigkeit des Antriebs, kann durch eine optimierte
15 Polüberdeckung der Statorzähne und der relativen Polüberdeckung der Permanentmagnete erfolgen.

Die radiale Stabilisierung der Rotorlage (Translation in x- und y-Richtung) wird durch die oben dargestellte Gestaltung des Rotors, der
20 Rotorseitenräume, des zirkulären Ringspaltes sowie des strömungsabführenden Spiralkanals begünstigt, jedoch nicht bewirkt. Die radiale Zentrierung des Rotors erfolgt durch magnetische Reluktanzkräfte zwischen den permanentmagnetischen Bereichen im Rotor und den Kopfbereichen der Statorzähne. Im Betrieb der Pumpe wird die
25 Stabilisierung durch die auf den Rotor wirkenden Kreiselkräfte weiter verstärkt.

5

P a t e n t a n s p r ü c h e :

1. Zentrifugal-Pumpe, insbesondere für Blut in Herzersatz- oder
10 -unterstützungseinrichtungen, mit einem innerhalb eines bis auf
mindestens eine Einlass- und mindestens eine Auslassöffnung (12,
13) flüssigkeits- und gasdicht geschlossenen Gehäuses (11) lagerlos
und drehbar angeordneten Pumpenrotor (14), der gleichzeitig der
Rotor eines Antriebsmotors ist und einen oder mehrere über seinen
15 Umfang gleichmäßig verteilte permanent magnetisierte Bereiche auf-
weist, wobei außerhalb des Gehäuses (11) oberhalb und unterhalb
des Rotors (14) ein Stator (18, 19) des Antriebsmotors angeordnet
ist, sodass die Statoren (18, 19) im Spalt zwischen sich und dem
oder den permanent magnetisierten Bereichen des Rotors (14) einen
20 rotierenden magnetischen Fluss erzeugen, dadurch gekennzeichnet,
dass der Rotor (14) symmetrisch zu seiner Mittelebene ausgebildet
ist und eine obere und untere Abdeckung (16, 17, 16', 17') aufweist
und dass der Rotor (14) und/oder das Pumpengehäuse (11) derart
geformt sind, dass die axialen Abstände zwischen der oberen und
25 unteren Abdeckung (16, 17, 16', 17') und der oberen und unteren
Gehäusewandung im radial inneren Bereich des Rotors (14) derart
geringer sind als im radial äußeren Bereich, dass im radial inneren
Bereich des Rotors (14) die Rotorseitenräume (26, 26', 27, 27') je
einen Drosselspalt (116, 117) aufweisen, welche im Betrieb die
30 radial nach innen gerichteten Rückströmungen in den Rotorseiten-
räumen (26, 26', 27, 27') derart beeinflussen, dass bei einer axialen
Auslenkung des Rotors (14) oberhalb und unterhalb des Rotors (14)

5 unterschiedliche Druckverteilungen entstehen, wodurch auf die über-
wiegende Fläche der Abdeckungen (16, 16', 17, 17') wirkende Kräfte
erzeugt werden, die eine axiale Stabilisierung des Rotors (14) be-
wirken, und in gleicher Weise gegen ein Verkippen des Rotors (14)
im Gehäuse (11) wirksam sind.

10 2. Zentrifugal-Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass
sich die Abstände zwischen der oberen und unteren Rotorabdeckung
(16, 17, 16', 17') und den Gehäuseober- und -unterseiten radial
einwärts kontinuierlich verringern.

15 3. Zentrifugal-Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass
im radial inneren Bereich des Rotors (14) ringförmige Engstellen
zwischen den Rotorabdeckungen (16, 17) und den oberen und
unteren Gehäusewandungen als Drosselspalte (116, 117) ausge-
20 bildet sind.

4. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass
die ringförmigen Engstellen durch ringförmige Vorsprünge oder
Wulste (132, 133) am Rotor (14) und/oder am Gehäuse (11)
25 gebildet sind.

5. Zentrifugal-Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch ge-
kennzeichnet, dass die radiale Zentrierung des Rotors (14) passiv
durch Reluktanzkräfte erfolgt.

30 6. Zentrifugal-Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch
gekennzeichnet, dass der Rotor (14) vollständig aus para- und/oder
ferromagnetischen Material gefertigt ist.

- 5 7. Zentrifugal-Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens ihre in Flüssigkeitskontakt stehenden Oberflächen mit einer den Flüssigkeitseigenschaften angepassten Beschichtung versehen sind.
- 10 8. Zentrifugal-Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass sie eine Blutpumpe ist, die in den Körper implantierbar ist.

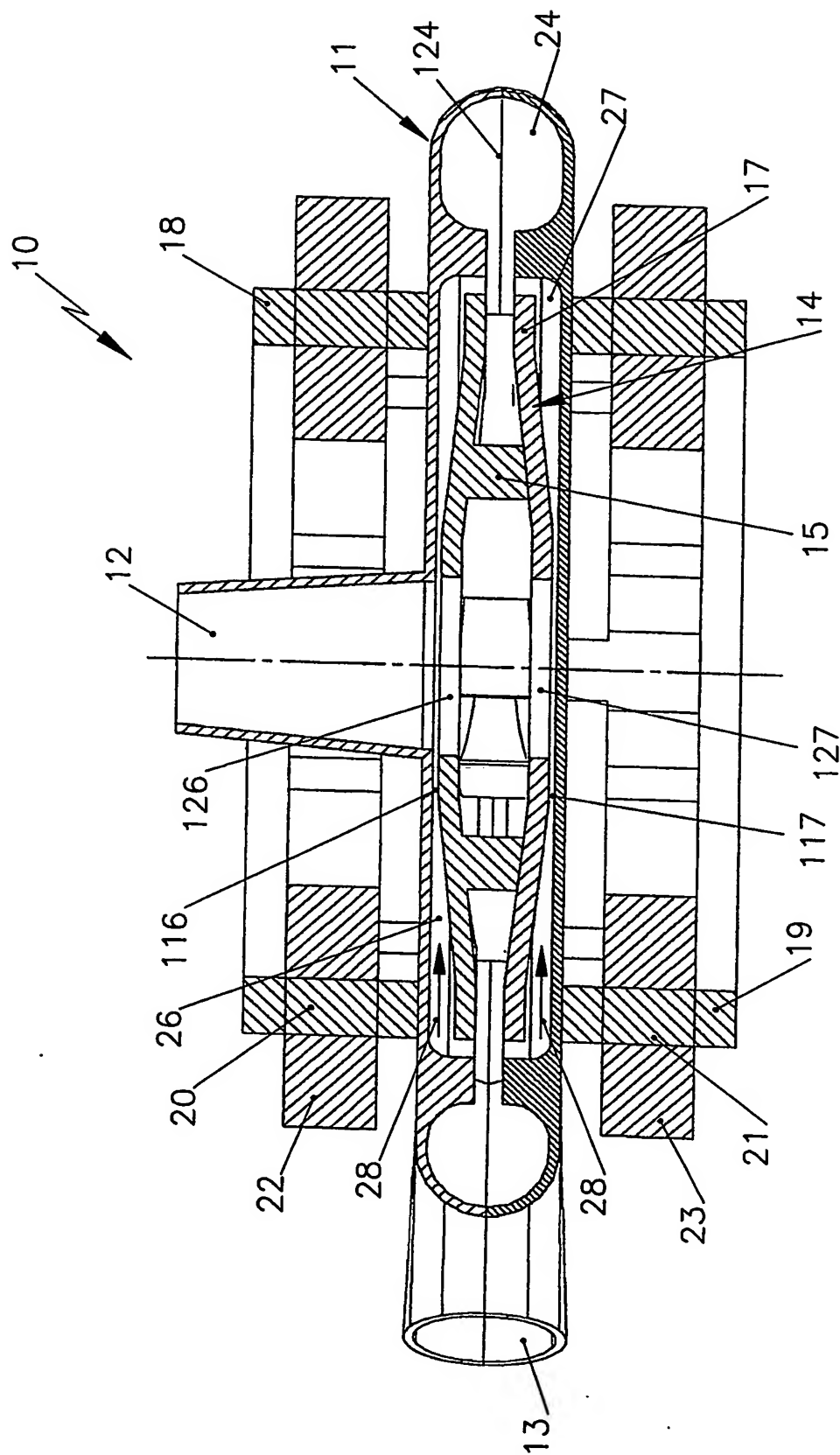


Fig. 1

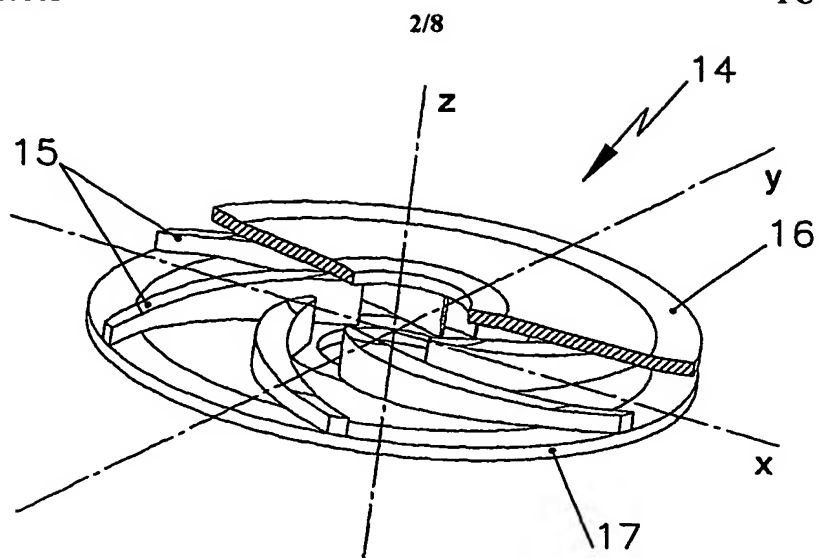


Fig. 2a

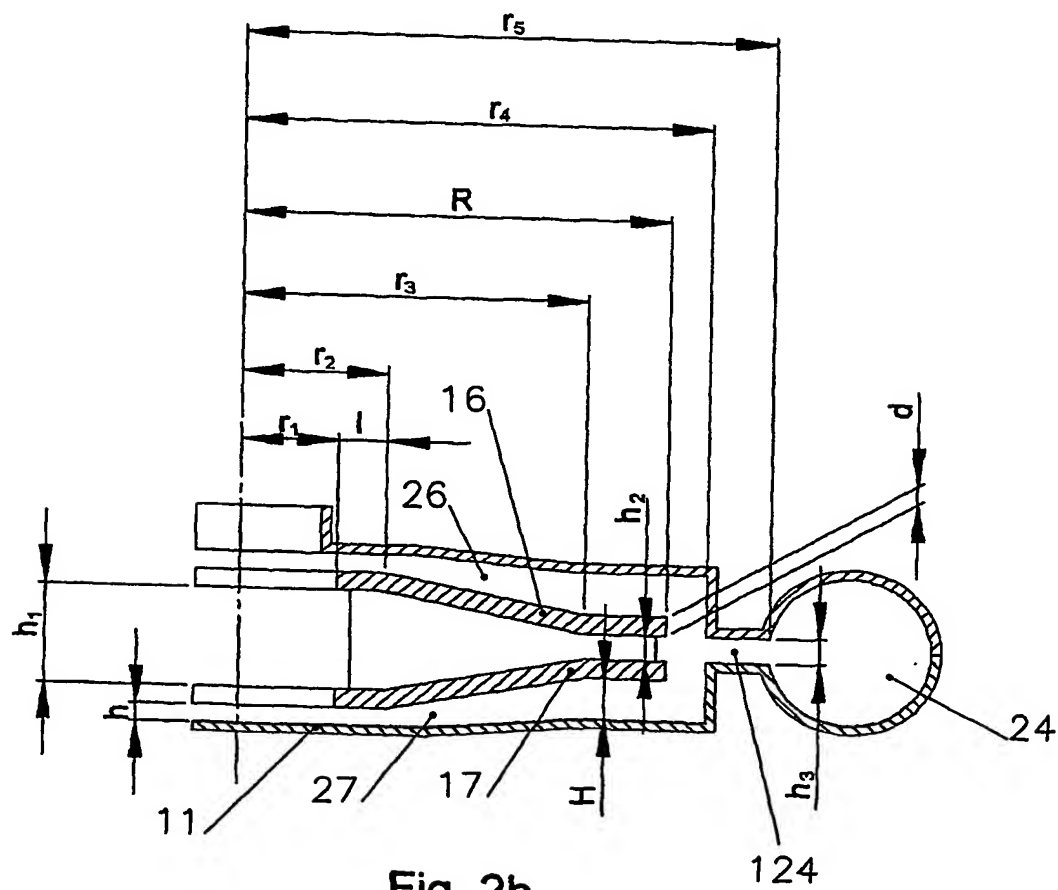


Fig. 2b

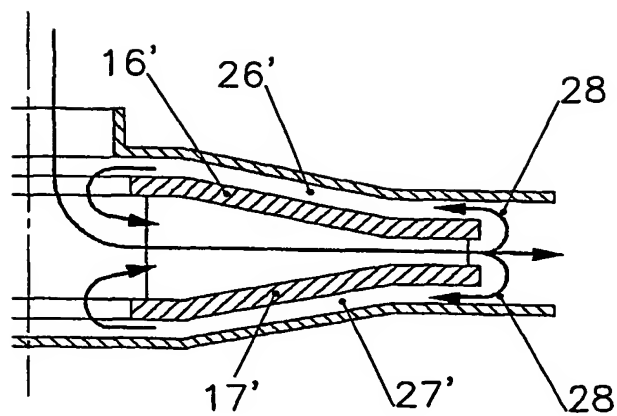


Fig. 3a

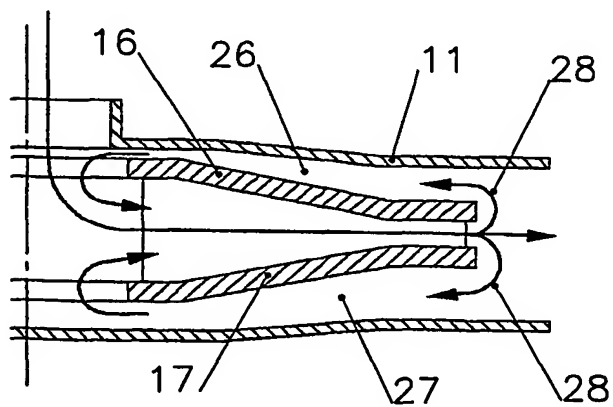
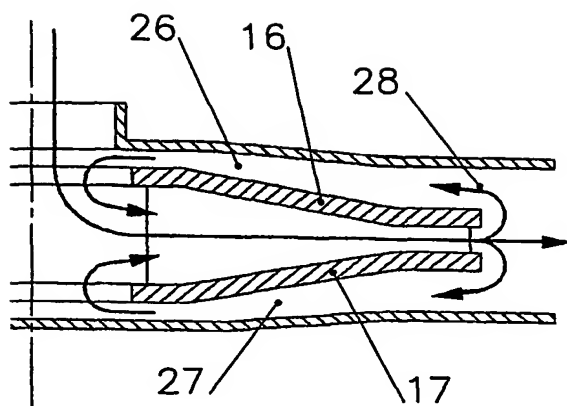


Fig.3b

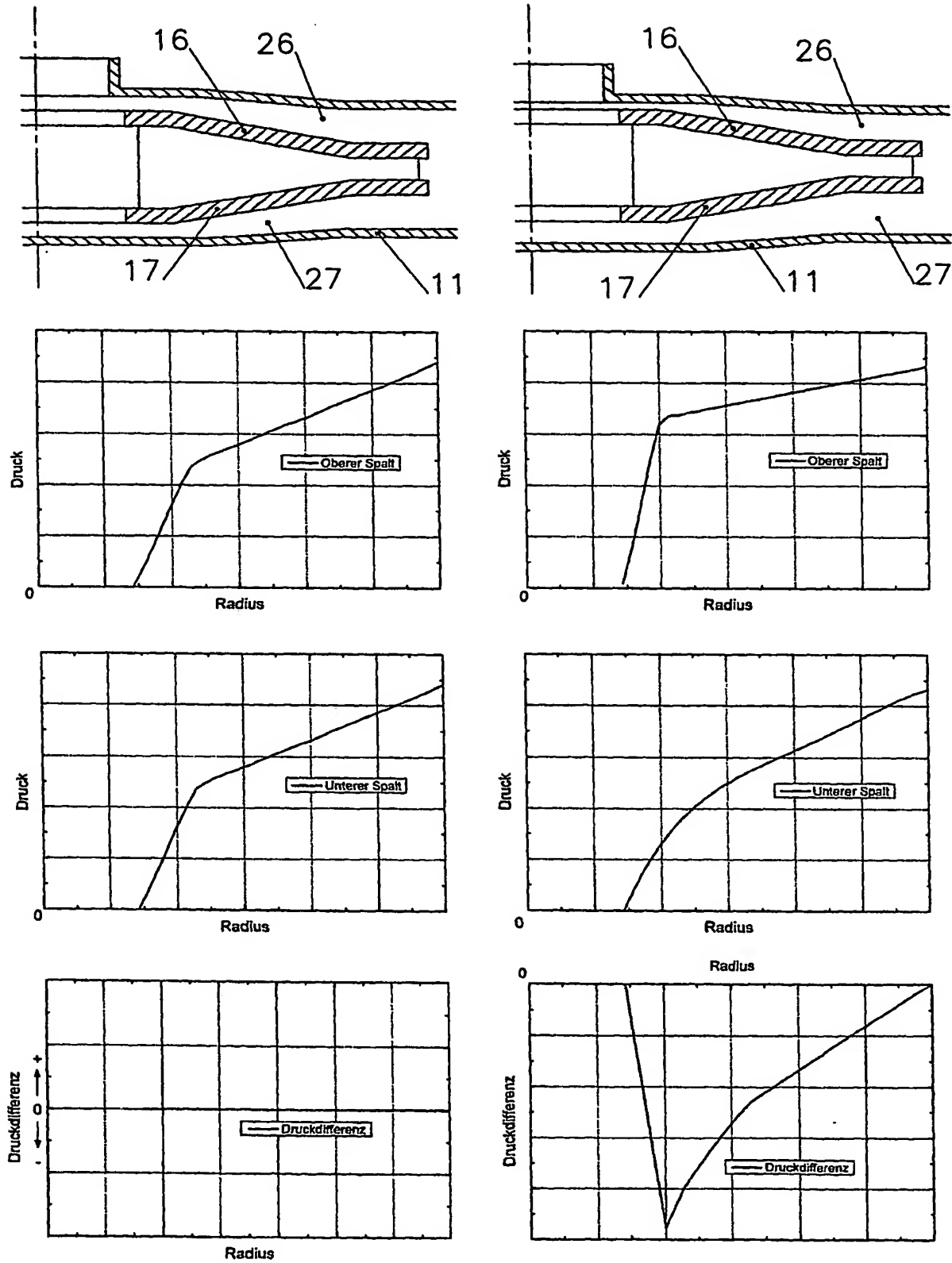


Fig. 4a

Fig. 4b

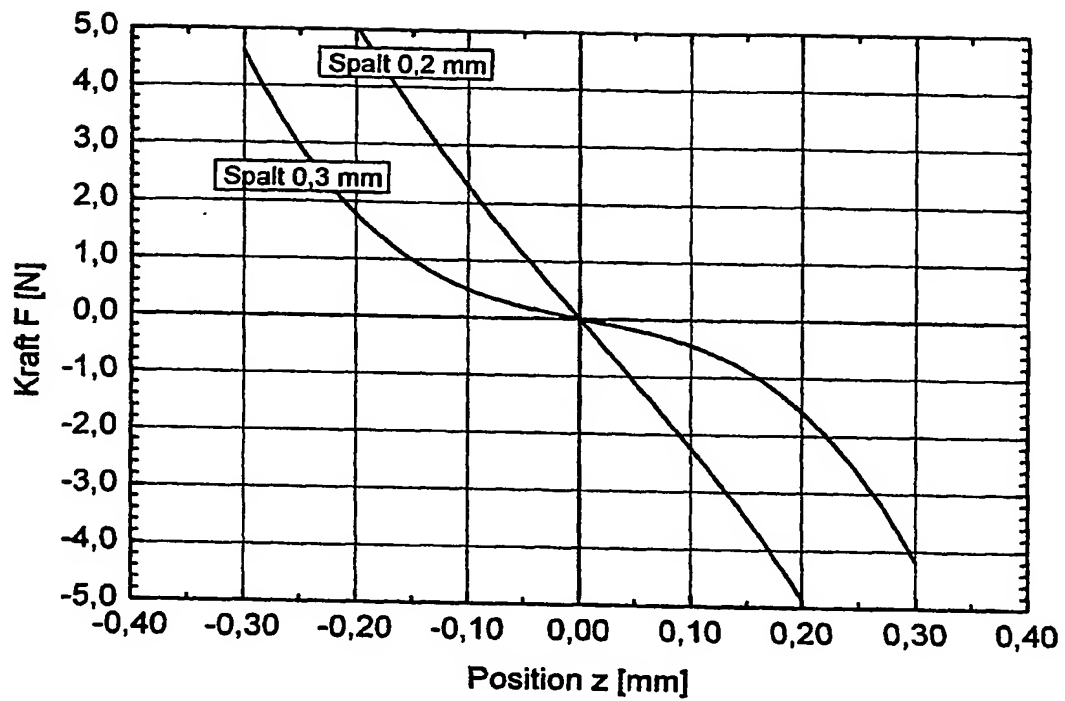


Fig. 5

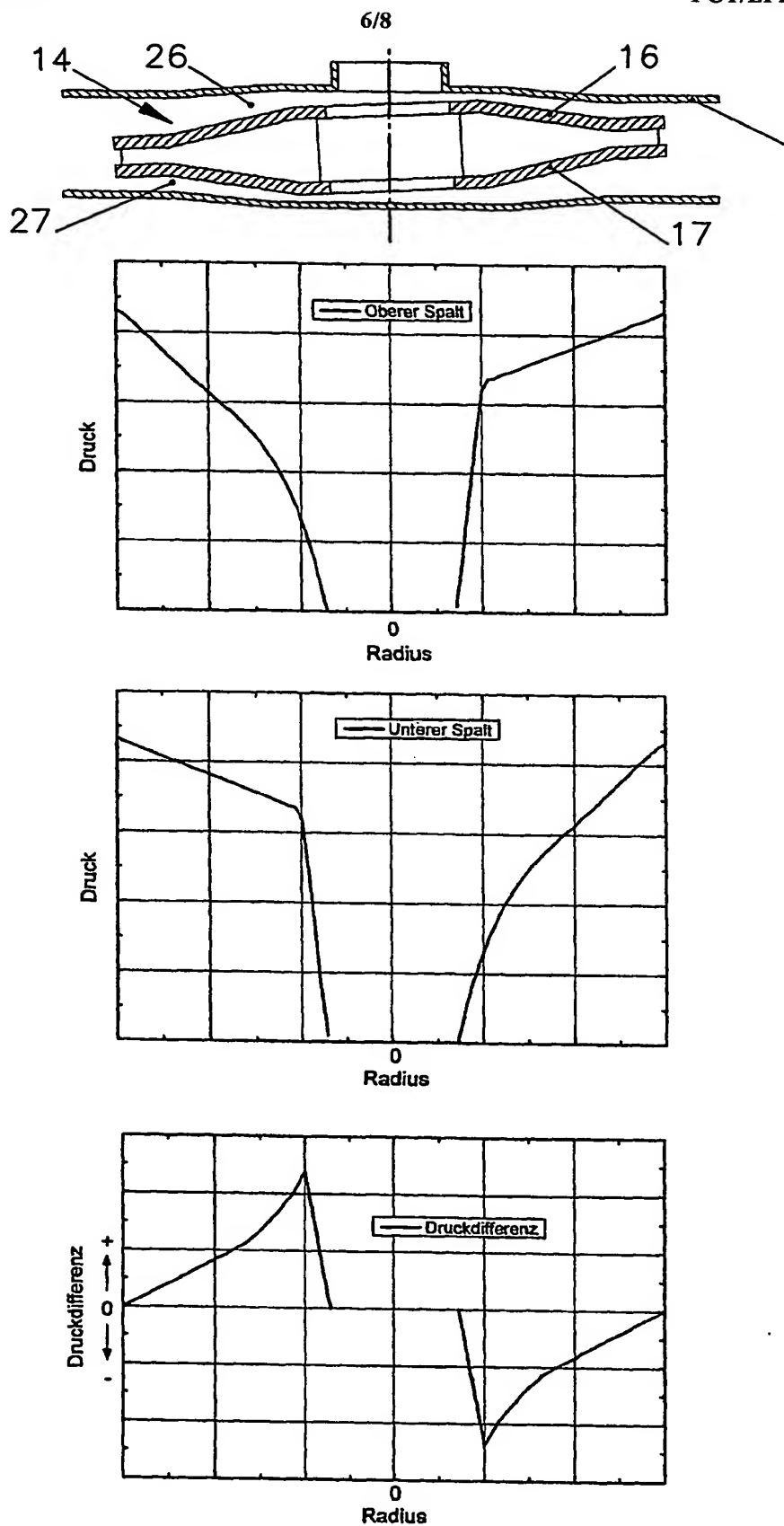
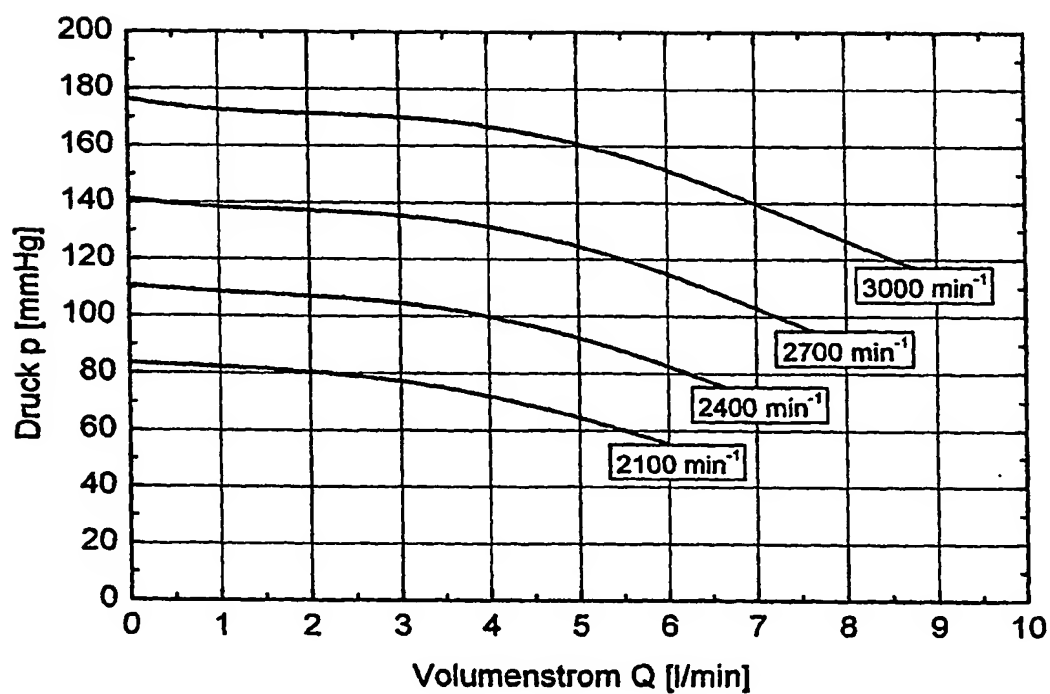
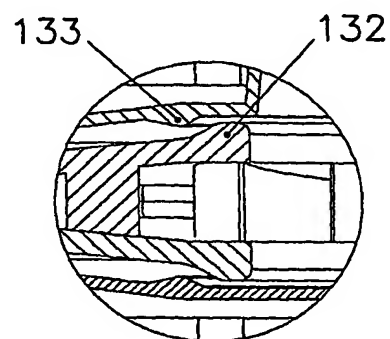
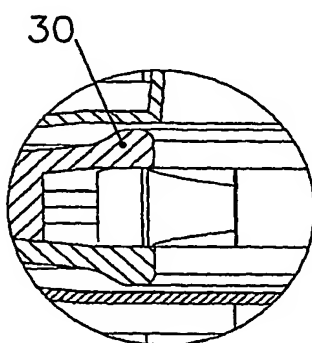
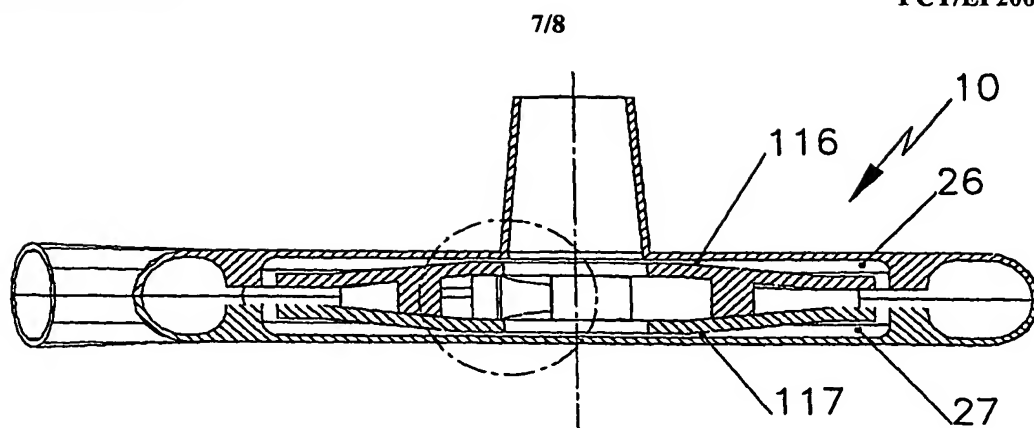


Fig. 6



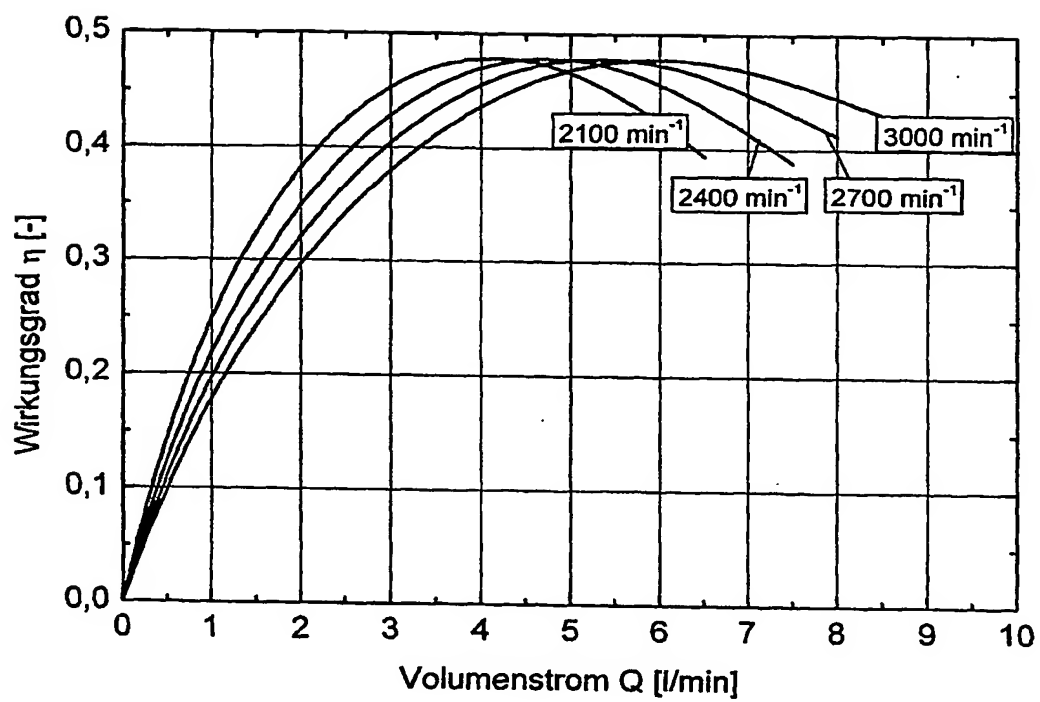


Fig. 9

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/EP2004/007211

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC 7 F04D29/04 A61M1/10 F04D13/06		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) IPC 7 F04D A61M		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used) EPO-Internal, WPI Data, PAJ		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 5 158 440 A (COOPER PAUL ET AL) 27 October 1992 (1992-10-27) the whole document	1
X	US 5 685 700 A (IZRAELEV VALENTIN M) 11 November 1997 (1997-11-11) the whole document	1
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of box C. <input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex. </div>		
<div style="display: flex;"> <div style="flex: 1;"> <p>* Special categories of cited documents :</p> <p>*A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>*E* earlier document but published on or after the international filing date</p> <p>*L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)</p> <p>*O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>*P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p> </div> <div style="flex: 1;"> <p>*T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention</p> <p>*X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone</p> <p>*Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.</p> <p>*Z* document member of the same patent family</p> </div> </div>		
Date of the actual completion of the international search <div style="text-align: center; font-weight: bold;">14 September 2004</div>		Date of mailing of the international search report <div style="text-align: center; font-weight: bold;">23/09/2004</div>
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016		Authorized officer <div style="text-align: center; font-weight: bold;">Ingelbrecht, P</div>

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP2004/007211

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 5158440	A	27-10-1992	AU 651399 B2	21-07-1994
			AU 8907591 A	28-04-1992
			CA 2092438 A1	05-04-1992
			CN 1061836 A ,B	10-06-1992
			DE 69105211 D1	22-12-1994
			DE 69105211 T2	01-06-1995
			EP 0551435 A1	21-07-1993
			JP 2546943 B2	23-10-1996
			JP 6502470 T	17-03-1994
			KR 171871 B1	20-03-1999
			WO 9206301 A1	16-04-1992
			ZA 9107488 A	31-03-1993
<hr/>				
US 5685700	A	11-11-1997	WO 9846879 A1	22-10-1998
			AU 712484 B2	11-11-1999
			AU 2729997 A	11-11-1998
			EP 1012477 A1	28-06-2000
			JP 2000516519 T	12-12-2000
			US 6206659 B1	27-03-2001
			US 5938412 A	17-08-1999
			US 5924848 A	20-07-1999
			CA 2271833 A1	22-10-1998

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2004/007211

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
IPK 7 F04D29/04 A61M1/10 F04D13/06

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
IPK 7 F04D A61M

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 5 158 440 A (COOPER PAUL ET AL) 27. Oktober 1992 (1992-10-27) das ganze Dokument	1
X	US 5 685 700 A (IZRAELEV VALENTIN M) 11. November 1997 (1997-11-11) das ganze Dokument	1

☐ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

E älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

L Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

O Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

T Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

Z Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

14. September 2004

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

23/09/2004

Name und Postanschrift der internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Ingelbrecht, P

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2004/007211

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
US 5158440	A	27-10-1992	AU	651399 B2	21-07-1994
			AU	8907591 A	28-04-1992
			CA	2092438 A1	05-04-1992
			CN	1061836 A , B	10-06-1992
			DE	69105211 D1	22-12-1994
			DE	69105211 T2	01-06-1995
			EP	0551435 A1	21-07-1993
			JP	2546943 B2	23-10-1996
			JP	6502470 T	17-03-1994
			KR	171871 B1	20-03-1999
			WO	9206301 A1	16-04-1992
			ZA	9107488 A	31-03-1993
US 5685700	A	11-11-1997	WO	9846879 A1	22-10-1998
			AU	712484 B2	11-11-1999
			AU	2729997 A	11-11-1998
			EP	1012477 A1	28-06-2000
			JP	2000516519 T	12-12-2000
			US	6206659 B1	27-03-2001
			US	5938412 A	17-08-1999
			US	5924848 A	20-07-1999
			CA	2271833 A1	22-10-1998